Opłata pocztowa ryczałtowa. Nakład 1.750 egz.

Nr. 1. Warszawa, dnia 25 stycznia 1936 r. Rok XIV.

# TECHNIKA CIEPLNA

Czasopismo Stowarzyszeń Dozoru Kotłów w Polsce

№ 1. Warszawa, 25 stycznia 1936 r. Rok XIV

# TECHNIKA CIEPLNA

CZASOPISMO ZWIĄZKU STOWARZYSZEŃ DOZORU KOTŁÓW W POLSCE.

REDAKTOR: Inż. techn. JAN KOMARNICKI.
Wydawca: Stowarzyszenie Dozoru Kotłów w Warszawie.
REDAKCJA I ADMINISTRACJA: WARSZAWA, PIUSA XI, 32, m. 12. TEL. 8-81-47.
GODZINY BIUROWE ADMINISTRACJI — CODZIENNIE, OD 10 DO 15.

## DROGI INTERWENCJONIZMU.

O kierunku rozwoju gospodarczego danego środowiska rozstrzygają w pierwszej instancji jego dane przyrodzone. Decydującą rolę odgrywa tu klimat i gleba, które wpływają na sposób zdobywania środków do życia, na zajęcia ludności i kierunek ekspansji gospodarczej. Z drugiej jednak strony te same warunki wpływają bezpośrednio na charakter ludności, jej psychikę, na formowanie się wierzeń religijnych i rozwój kulturalny. Tak można określić punkt wyjściowy. W dalszym biegu spraw oba te kompleksy gospodarczy i kulturalny przenikają się wzajemnie, tworząc nowe formy gospodarcze i nowe formy kulturalne. Podobny jest rozwój wzajemnych zależności doktryn i życia gospodarczego. Doktryny w pewnym momencie opisują rzeczywistość gospodarczą, wykrywają wzajemne zależności przyczynowe t. j. formułują prawa gospodarcze, wreszcie postulują po swojemu rozwój form gospodarczych. Ta ostatnia ich rola jest często wyrazem wpływu kompleksu kulturalnego na formowanie się życia gospodarczego. Liberalne doktryny w ekonomji były oczywiście produktem swej epoki. Dziś wszakże, gdy dają się obserwować głębokie przemiany zarówno w dziedzinie ogólnego światopoglądu, jak i w samem życiu gospodarczem, napotykają one na coraz liczniejszy zastęp nieprzejednanych przeciwników. Może więc warto zatrzymać się nad tą kategorją przemian gospodarczych wpływających na formowanie się przyszłej doktryny, której zaczątki już dziś można obserwować w krajach Zachodniej Europy.

Gospodarcza ewolucja Europy w ciągu wieku XIX-go, ewolucja pod panowaniem której do dziś pozostajemy rozwinęła się pod przemożnym wpływem dwóch czynników. Pierwszym z nich był szybki rozwój nauki— zwłaszcza nauk przyrodniczych (przewrót w technice produkcji i komunikacji—stworzenie rynku światowego). Drugi czynnik stanowi zespół idei głoszonych w XVIII-tym wieku a zrealizowanych przez Rewolucję. Optymizm naturalistyczny, polegający na wierze w dobroczynne, zapewniające postęp, działanie praw przyrody, konsekwentnie prowadził do wniosku, że jedynie celowa polityka polega na usuwaniu przeszkód krępujących swobodny rozwój sił naturalnych. Ta głęboka wiara w dobroć człowieka i w harmonję interesów ludzkich stanowiła właściwą podstawę filozoficzną liberalnych tendencyj w polityce, wychowaniu i gospodarce. Na gruncie tym wyrosły dwa prądy bardzo do siebie zbliżone w swych podstawowych założeniach. Tymi braćmi przyrodnimi był kapitalizm i socjalizm, jako jego reakcja. Kapitalizm był właściwie przedłużeniem procesów Rewolucji — buntu mieszczan, a później kupców i fabrykantów przeciw państwu. Naogół można powiedzieć, że państwo w tej walce przegrało i uległo kontroli sfer gospodarczych i finansowych. (Francja, Niemcy, St. Zjednoczone). Taka jest sytuacja w przededniu wojny europejskiej. Narastająca z biegiem czasu tendencja reakcji ze strony państwa znalazła dobitny wyraz w okresie wielkiej wojny. Konieczność zaspokojenia w pierwszym rzędzie potrzeb społecznych zmuszała państwo do ingerowania tam, gdzie to okazywało się konieczne, do zastępowania inicjatywy prywatnej tam, gdzie to dla niej nie było opłacalne. Wojna zadając cios handlowi światowemu, zamykając granice państw przyczyniła się do wzmocnienia tendencyj autarkicznych, pchnęła protekcjonizm na nowe tory. Pod wpływem bieżących konieczności państwo staje się regulatorem produkcji, wymiany, konsumcji i pieniądza. Wszystkie te przeobrażenia wywrzeć musiały oczywiście olbrzymi wpływ na kształtowanie się stosunków powojennych. Zmiany te dadzą się ująć globalnie jako przesunięcie się punktu ciężkości z ekonomji prywatnej na ekonomję społeczną. Odtąd coraz częst-

szem staje się traktowanie gospodarstwa prywatnego jako środka do zaspokojenia potrzeb, jakie wysuwa gospodarstwo społeczne. Jasnem jest, że po wojnie powrót do dawnych stosunków nie był możliwym w całej rozciągłości. Przyczynił się do tego również drugi czynnik, którego wzmagający się wpływ oddziaływał już oddawna; jest nim postępujący wciąż wzrost zadań państwa. Do nich zaliczyć trzeba przedewszystkiem zwiększające się tempo zbrojeń. Od chwili gdy wojsko zawodowe zastąpiło własne drużyny panów ciężar gatunkowy zbrojeń i kosztów z tem związanych rośnie coraz bardziej. W ostatnich czasach kwestja ta szczególnie zyskała na sile; ilościowo—ogarnia niemal całość gospodarstwa; jakościowo—szybki postęp techniczny zmusza do coraz większych wydatków. Drugą niemniej ważną przyczyną wzrostu zadań państwa jest demokratyzacja potrzeb. Rozwój gospodarczy społeczeństw pobudza, a zarazem umożliwia rozrost potrzeb zbiorowych jak szkolnictwo, higjena; z drugiej zaś strony powoduje konieczność zainteresowania się państwa masowo występującemi klęskami społecznemi jak bezrobocie i nędza. Następnym czynnikiem, na który należy zwrócić uwagę, jest rosnące znaczenie kapitału t. j. zwiększająca się dysproporcja między kapitałem stałym, a zmiennym. Z technicznego punktu widzenia chodzi tu o stosunek ilościowy masy narzędzi produkcji do sił roboczych. Otóż wzrost czynnika kapitału w produkcji przepowiedziany przez Marksa nie da się zaprzeczyć. Jeśli chodzi o przemysł to postęp techniki, racjonalizacja produkcji jej masowość prowadzą siłą rzeczy do wzrostu znaczenia kapitału stałego. Fakt ten ma swoje bardzo poważne konsekwencje; postęp techniki w przedsiębiorstwie prowadzi do zmniejszenia ilości robotników (funduszu płac) przy niezmiennej intensywności i czasie pracy. Zwiększeniu ulega więc wydajność robotnika, a zarazem wzrasta w ten sposób stopa nadwartości. Nadwartość zaś musi wzrastać, gdyż o stopie zysku decyduje jej stosunek do kapitału całkowitego, który właśnie wzrasta. Ten stan rzeczy prowadzić musi do relatywnego osłabienia pozycyj czynnika pracy i do występowania państwa w roli arbitra i opiekuna. Jednocześnie postępujący proces koncentracji niektórych gałęzi przemysłu prowadzi do zachwiania wolnej konkurencji i zwiększa wpływ tych gałęzi produkcji na życie gospodarcze kraju. Międzynarodowość kapitału sprawia, że państwo nie zawsze może zachować nadal bierną postawę obserwatora.

Jeśli teraz zreasumować poruszone tu momenty, to wyciągnąć można następujący wniosek: szereg czynników natury gospodarczej, czy politycznej, związanych z naturą i techniką przeszłych form gospodarowania, nieuchronnie prowadzi do trwałych zmian tych form pod kątem widzenia potrzeb zbiorowości. Praktycznie oznacza to tendencję wzrostu zadań państwa, jego zainteresowań i wydatków. Należy sądzić, że ewolucja ta postępować będzie w dalszym ciągu. Syntetycznie stwierdzić można, że naskutek postępującej industrjalizacji społeczeństwo staje się coraz bardziej organiczne, t. j., że wzmaga się wzajemna zależność organów i ich specjalizacja. W organizacji prymitywnej poszczególne organy nie są wykształcone i zależność ich jest stosunkowo mała; im organizacja jest wyższa, tem jej wrażliwość jest większa. W społeczeństwie spółczesnem państwo nabiera coraz większego znaczenia i maleje swoboda indywidualna, gdyż czyny jednostek wywierają coraz większy wpływ na życie innych ludzi i całej zbiorowości. Oczywiście samo zakreślenie granic interwencjonizmu nie przesądza o jakości fragmentów oddziaływań państwa na życie gospodarcze, fragmentów, które mogą być celowe i niecelowe, skuteczne i nieskuteczne. Dziś zaś w okresie przejściowym, gdy granice i zasady tych oddziaływań są jeszcze w fazie formowania się, ingerencja państwa może się często wydawać szczególnie nieuzasadnioną. Jest to konsekwencja nierównoległego rozwoju doktryn i życia gospodarczego; same bowiem zasady na jakich opiera się stosunek państwa do obywatela dotąd nie uległy zmianom. Wydawać się może, że przyszłe zmiany w treści tego stosunku pójdą po drodze zastąpienia idei kontraktu ideą służby; w za kresie gospodarczym wyrażą się one w pojmowaniu własności środków produkcji i samej produkcji jako funkcji społecznej.

---

*Prof. Dr. inż. Wiesław Chrzanowski.*

# BADANIA ODBIORCZE PAROWEJ TURBINY UPUSTOWEJ 500 kW.*)

W czasie kryzysu ekonomicznego przedsiębiorstwa przemysłowe wszelkiego rodzaju muszą na każdym kroku wprowadzać oszczędności, aby zmniejszyć koszty wytwarzania towarów. Oszczędności te nie powinny ograniczać się tylko do zmniejszenia zarob-

*) W myśl propozycji Komisji Słownictwa Akademji Nauk Technicznych zastosowałem określenie „*turbina upustowa*" dla silnika, który dotychczas nazywano „turbiną pracującą z pobieraniem (odbiorem, poborem) pary" lub „turbiną zaczepową"

ków robotników i pensyj urzędników, lecz muszą objąć przedewszystkiem część techniczną wytwórni, a zatem także siłownię. Nie można wychodzić z założenia, że koszty mocy napędowej, pary fabrykacyjnej i grzejnej, lub też węgla w całokształcie rachunku strat i zysków małą odgrywają rolę, lecz trzeba liczyć się z absolutną liczbą oszczędności. Zmniejszenie bowiem kosztów mocy i ciepła w przedsiębiorstwie średniem o 50.000 do 100.000 zł. rocznie, a w przedsiębiorstwie dla wytwarzania dużej mocy elektrycznej może o kilkaset tysięcy zł. rocznie tworzy jednak dość poważną pozycję, choć może bardzo małą część ogólnego rachunku strat i zysków.

Sprawy te zostały już przed szeregiem lat zrozumiane w dość szerokim zakresie zagranicą. Celem zmniejszenia kosztów wytwórczych przy rozbudowie dużych centrali elektrycznych nie pozostawano przy dawnem ciśnieniu kotłowem 14 do 15 *atn* i temperaturze pary za przegrzewaczem 350° *C*, tylko nową część elektrowni budowano i buduje się na znacznie wyższe ciśnienie kotłowe i wyższą temperaturę pary za przegrzewaczem, bo, zależnie od wielkości jednostek silnikowych, najczęściej na 28 do 40 *atn*, a wyjątkowo nawet 130 *atn* oraz 425° *C*. Równocześnie stosuje się celem powiększenia sprawności siłowni podgrzewanie wody zasilającej kotły parą odbieraną z turbiny. Ponieważ dostarczanie przez elektrownię przedsiębiorstwom przemysłowym oprócz prądu także pary do celów fabrykacyjnych i grzejnych można urzeczywistnić w praktyce rzadko z dodatnim wynikiem ekonomicznym, przeto powstała zagranicą, zwłaszcza w ostatnich latach, w wielu gałęziach przemysłu jeszcze *większa decentralizacja siłowni*. Ostatnia daje bardzo dobre wyniki ekonomiczne w przemysłach, w których para potrzebna jest także do celów fabrykacyjnych i grzejnych. Instalacje tego rodzaju z silnikami przeciwprężnemi lub upustowemi (t. j. pracującemi z odbieraniem pary z silnika) amortyzują się *przy odpowiednim doborze ciśnienia kotłowego* w bardzo krótkim czasie. Skutkiem tego znacznie wzrosło rozpowszechnienie silników parowych przeciwprężnych i upustowych, w szczególności parowych turbin upustowych nawet dla mocy mniejszych od 800 do 400 *kW*.

U nas, z wyjątkiem niektórych gałęzi przemysłu, istnieje naogół bardzo małe zrozumienie tych zagadnień. Słyszy się *jeszcze obecnie* n. p. takie zdania: „Silnik Diesela można jeszcze ustawić, lecz turbiny parowej nie ryzykowałbym nigdy", lub „turbina parowa pracująca z odbiorem pary — to nic nie warte; miałem taką turbinę w ruchu przed około 20 laty, nie było żadnych oszczędności, a były tylko z nią kłopoty; — turbiny parowe należy ustawiać tylko czysto kondensacyjne lub kupować prąd z elekrowni, a parę fabrykacyjną i grzejną wytwarzać w osobnych kotłach".

Przytaczam powyższe zdania w cudzysłowach, bo są autentyczne. W stosunku do pierwszego można z całą stanowczością zaznaczyć, że niezawodność ruchu turbin parowych jest z pewnością nie gorsza niż silników Diesela, a w stosunku do drugiego zdania, — że autor jego nie zna postępów w budowie kotłów i turbin parowych w ostatnim dziesięcioleciu. Oczywiście odbieranie pary do celów grzejnych i fabrykacyjnych z parowego silnika przy używanych przed 20-tu laty ciśnieniach kotłowych 12 do 14 *atn* mogło nie przynosić żadnych korzyści, zwłaszcza jeżeli ciśnienie pary upustowej (odbieranej) było dość wysokie; — kłopoty z regulacją turbin upustowych miano wówczas jednak tylko w wypadkach zainstalowania silnika nieodpowiedniej wytwórni. Dziś, przy właściwym wyborze ciśnienia kotłowego odpowiednio do wysokości ciśnienia pary upustowej (odbieranej) i do ilości potrzebnej pary, siłownie z silnikami pracującemi z odbieraniem pary do celów fabrykacyjnych i grzejnych, lub też nawet tylko grzejnych, *należą do najekonomiczniej pracujących instalacyj*; — regulację nowoczesnych turbin parowych upustowych można zaliczyć do najprecyzyjniejszych. Ponieważ obecnie można otrzymać takie instalacje na kilkoletnie spłaty, czyli spłacać je oszczędnościami w stosunku do kupowanego prądu i oddzielnie wytwarzanej pary niskoprężnej, przeto usuwa się częściowo nawet ryzyko zainwestowania kapitału. *Oczywiście celowość takiej instalacji musi udowodnić rachunek rentowności*; — przy niskiej cenie prądu i stosunkowo małem zapotrzebowaniu pary fabrykacyjno-grzejnej z posiadanych, już zamortyzowanych kotłów niskoprężnych mogą bowiem zachodzić wypadki nieracjonalności takiej inwestycji.

Badając zagadnienie, czy można zmniejszyć koszty energji napędowej i pary fabrykacyjno-grzejnej w pewnem przedsiębiorstwie, trzeba, jeżeli nie posiada się dokładnych danych, zmierzyć w okresie zimowym i letnim zapotrzebowanie siły napędowej oraz pary fabrykacyjnej i grzejnej w ciągu co najmniej 48 godzin o typowym ruchu fabrycznym. Przy badaniu ilości pary fabrykacyjnej poleca się starannie rozważyć, czy nie możnaby obniżyć ciśnienia tej pary bez spowodowania obniżenia wydajności i jakości produkcji towarów. Z im niższem bowiem ciśnieniem odbiera się parę z silnika, tem większą moc wytwarza silnik *„bezpłatnie"*. Znając zapotrzebowanie mocy i pary, można zażądać ofert na kocioł parowy wraz z zasilaniem, maszynę parową z prądnicą, turbogenerator parowy, przewody rurowe i instalację elektryczną w siłowni. Na podstawie otrzymanych cen można, wstawiając odpowiednie liczby na koszty fundamentów, budynków, przewozu, cła, montażu, opału, wody, smarów, obsługi, oprocentowania kapi-

tału i na amortyzację, sporządzić rachunki rentowności dla siłowni z maszyną parową i dla siłowni z turbiną parową. Rachunki te rozstrzygną jednocześnie, czy budowa własnej centrali jest uzasadniona. —

Jeżeli zapotrzebowanie pary do celów fabrykacyjnych lub grzejnych jest tak duże, że para ta może wytworzyć moc potrzebną, oraz jeżeli zapotrzebowanie obydwóch rodzajów energji nakrywa się w czasie, to wówczas parowy silnik przeciwprężny (maszyna tłokowa lub turbina) będzie prawie zawsze znacznie rentowniejszy niż kupowanie prądu z centrali elektrycznej. Natomiast w wypadkach, w których potrzebna para fabrykacyjno-grzejna nie może wytworzyć całkowitej mocy, t. j. w których należy zastosować parowy silnik upustowy z kondensacją, rachunek rentowności jest znacznie trudniejszy. W razie wykazania przez takowy, że zainstalowanie własnej siłowni jest wskazane, trzeba w każdym poszczególnym przypadku o mocy aż do około 750 *kW* rozważyć maszynę tłokową i turbinę. Naogół nowoczesna turbina parowa nawet o mocy mniejszej (powyżej około 350 *kW*) jest rentowniejsza od maszyny parowej, nawet szybkobieżnej z zaworami dyfuzorowemi, zwłasza przy napędzie wytwórni w ciągu tylko 8 godziu na dobę. Maszyna parowa zużywa bowiem wprawdzie trochę mniej pary, lecz cena jej w połączeniu z prądnicą jest prawie dwa razy większa niż cena turbogeneratora; — do tego jeszcze dochodzą większe koszty fundamentów, budynku i smarów przy maszynie parowej. Przy zainstalowaniu turbogeneratora zmniejsza się więc zainwestowany kapitał, co może odgrywać poważną rolę w niektórych przypadkach. Turbina parowa posiada jako przeciwprężna i upustowa jeszcze jedną cenną zaletę, mianowicie że *para z niej odbierana nie jest zanieczyszczona smarem.*

Pod względem *niezawodności ruchu* trzeba uznać obydwa rodzaje silników za równorzędne. Bynajmniej nie potrzeba obecnie obawiać się w turbinach parowych przekładni zębatych, dzięki którym koszty budowy turbin o mniejszej i średniej mocy oraz ich zużycie pary znacznie zmiejszyły się, Nowoczesna przekładnia zębata jest zupełnie niezawodną.

Wyniki powyżej wspomnianych rozważań może oczywiście bez obaw urzeczywistnić tylko *przędsiębiorstwo niezależne.* Natomiast przedsiębiorstwa, które wytwarzają towary, podlegające pod względem ceny lub też ilości rygorystycznym ograniczeniom państwowym lub kartelowym, nie mogą naogół traktować inwestycyj silnikowych tylko z punktu widzenia rachunku rentowności.

*Badania odbiorcze*, których wyniki podaję poniżej, odnoszą się do parowej turbiny upustowej, ustawionej w *Fabryce Czekolady Sp. Akc. E. Wedel w Warszawie.* Przypuszczając, że względy, które zadecydowały o budowie własnej siłowni, mogą zainteresować, podaję je najpierw.

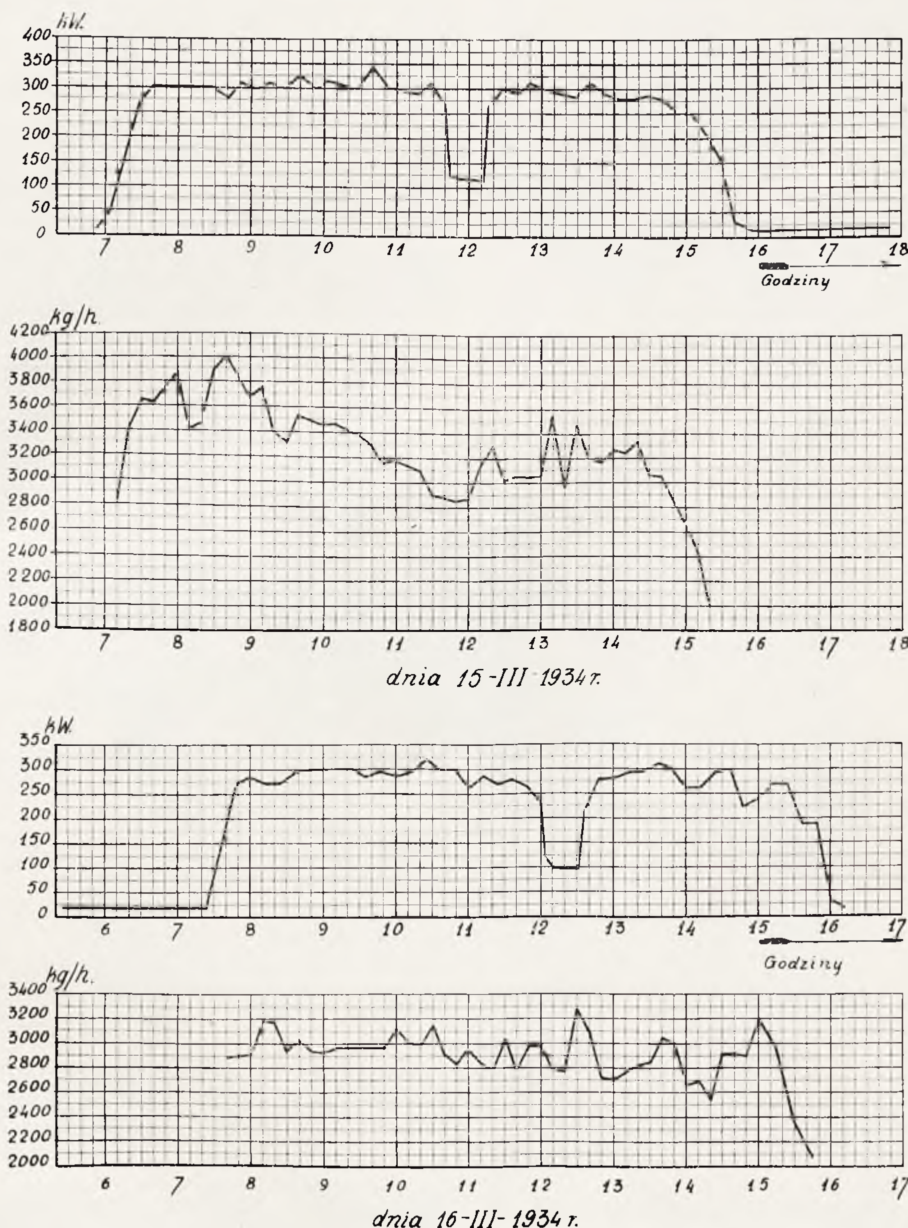
Fabryka wyżej wspomniana posiadała dwa kotły parowe 13 *atn* o łącznej powierzchni ogrzewalnej 152 $m^2$ z przegrzewaczami po 34 $m^2$. Para wytwarzana służyła wyłącznie do celów fabrykacyjnych i grzejnych. Prąd elektryczny, potrzebny do napędu fabryki, był nabywany po cenie 18 *gr* za *kWh*, a pertraktacje w celu osiągnięcia znacznego obniżenia ceny prądu nie dały żadnego wyniku. W zimie 1933/34 stwierdzono, że istniejące kotły nie mogą dostarczyć potrzebnej pary. Powstało wówczas zagadnienie, czy powiększyć istniejącą kotłownię o jeden kocioł 13 *atn* o powierzchni ogrzewalnej 120 $m^2$, czy też ustawić własną siłownię wysokoprężną z odbieraniem pary fabrykacyjnej i grzejnej z silnika parowego.

Liczniki prądu i codzienne zapisy zużytego węgla nie mogły dać dostatecznych podstaw do określenia warunków pracy silnika parowego i żądania ofert. Wobec tego *Stowarzyszenie Dozoru Kotłów w Warszawie* przeprowadziło w dn. 15 i 16.III.34 r. badania rozchodu prądu i pary, których wyniki przedstawiano na rys. 1. Kotły wytwarzały w czasie pomiarów parę o ciśnieniu 8,5 *atn* i temperaturze 265° *C*. Do stwierdzenia rozchodu pary użyto 3 paromierzy na przewodach o trzech różnych ciśnieniach, mianowicie średnio 7 *atn*, 5 *atn* i 3,8 *atn*. Wykres (rys. 1) przedstawia sumę wykazaną przez te trzy paromierze. Podczas badań temperatura zewnętrzna wynosiła 6° *C*, a wewnętrzna 23° *C*. W dn. 15.III.34 r. czynne było ogrzewanie fabryki przy zastosowaniu przewietrzania oknami. Na podstawie tych wykresów doszedłem do wniosku, że przy pewnem powiększeniu fabryki należy przyjąć na okres 10-letniej amortyzacji średnie odbieranie pary w ciągu roku 3,5 *t/h* do 3,6 *t/h* i średnie obciążenie 380 *kW* do 400 *kW*. Przy mrozie 20° *C* rozchód pary do celów fabrykacyjno grzejnych w istniejącej wytwórni wynosiłby około 4,8 *t/h*, a przy powiększeniu jej mógłby przekroczyć nawet 6 *t/h*. Chodziło też o ustalenie wysokości ciśnienia pary upustowej (odbieranej). Wspomniane poprzednio badania zapomocą paromierzy wykazały, że fabryka potrzebuje około 300 kg/*h* pary o ciśnieniu około 7 *atn*, a reszta pary nie potrzebuje posiadać w miejscu odbioru przy silniku wyższego ciśnienia od około 5 *atn*. Ciśnienie to może być jeszcze obniżone przez poprawę izolacji przewodów. Wobec tego określiłem ciśnienie pary upustowej na 4,5 *atn* z tem zastrzeżeniem, żeby można regulować je od 4 do 5 *atn*.

Na podstawie powyższych danych uważałem jako *minimum* największej mocy turbiny 500 *kW* przy odbieraniu pary o ciśnieniu

4,5 *atn* w ilości 1,5 do 6 *t/h* z tem wymaganiem, że gwarancje zużycia pary mają być oddane dla 500 *kW* i 375 *kW* przy odbieraniu pary w ilości 4,8 *t/h*, 3,2 *t/h* i 2,4 *t/h*.

3) krzywe *A* (linje — · — · —) oznaczają maszynę parową dla ciśnienia dolotowego przed zaworem głównym 30 *atn* i 350°*C* i odbierania pary przy 6 *atn*.




Rys. 1.

Na rys. 2 widzimy gwarancje całkowitego zużycia pary przy wodzie chłodzącej 15°*C* dla następujących silników:

1) krzywe *T* (linje ——— ) oznaczają turbinę parową dla ciśnienia dolotowego przed zaworem głównym 21,5 *atn* i 375°*C* i dla odbierania pary przy 4,5 *atn;*

2) krzywe *B* (linje — — —) oznaczają maszynę parową dla ciśnienia dolotowego przed zaworem głównym 24 *atn* i 350°*C* i odbierania pary przy 4 *atn;*

Obok liter *T, A i B* podano liczby oznaczające ilość odbieranej pary w *t/h*.

Z porównania tych krzywych wynika, że zużycie pary maszyn tłokowych nie różni się praktycznie od zużycia turbiny, zwłaszcza przy uwzględnieniu wyższego ciśnienia pary dolotowej w maszynach parowych. Wobec tego decydować musiała cena silnika. Turbogenerator z przewozem i montażem, lecz bez cła miał kosztować 92.000 zł., maszyna parowa *B* z generatorem i montażem, lecz bez przewozu i cła—193.000 zł., a maszyna paro-

wa *A* z generatorem, lecz bez opakowania, przewozu, montażu i cła — 240.000 zł. W danym wypadku maszyna parowa, zwłaszcza przy uwzględnieniu wyższych kosztów fundamentów, budynków, cła, smarów oraz kotła dla wyższego ciśnienia nie mogła więc współzawodniczyć z turbiną parową.

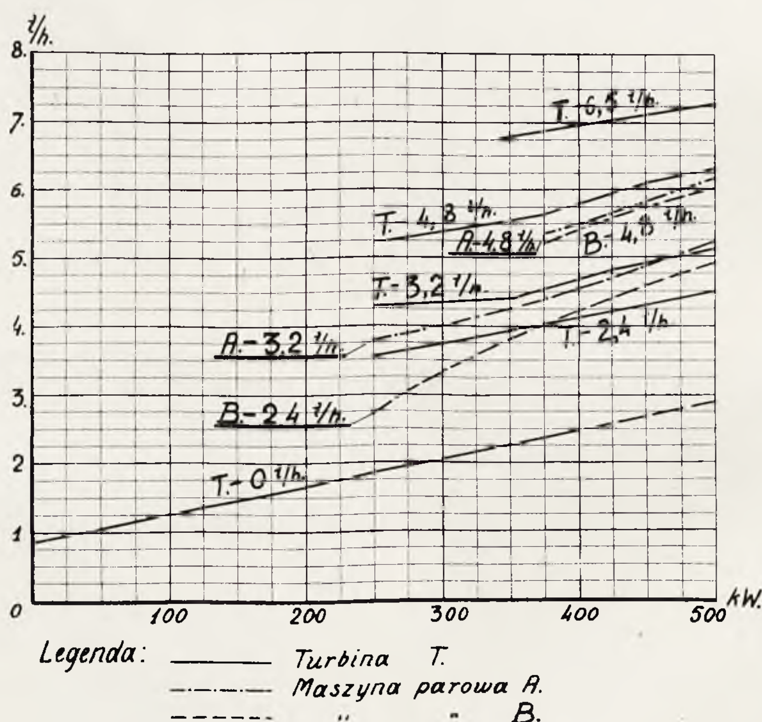
Rachunek rentowności dla kotła o ciśnieniu 24 *atn* i maksymalnej wydajności 8 *t/h* i turbogeneratora o maksymalnej mocy 500 *kW* przy poprzednio zaznaczonem średniem obciążeniu w 10-letniem okresie amortyzacyjnym 380 do 400 *kW* i odbiorze pary 3,5 do 3,6 *t h*, przyjmując 500.000 zł. jako koszty zakładowe i 15% kapitału na roczne oprocentowanie i amortyzację,—wykazał oszczędność roczną przeszło 80.000 zł. w stosunku do drugiej alternatywy, t. j. dalszego kupowania prądu i ustawienia jednego kotła 13 *atn* o pow. ogrzew. 120 $m^2$. Siłownia własna powinna więc zamortyzować się w przeciągu 6 lat. W razie zwiększenia średniego obciążenia i średniego odbierania pary fabrykacyjno-grzejnej już w pierwszych latach pracy, siłownia zamortyzowałaby się w jeszcze krótszym czasie.

Wspomnieć jeszcze trzeba o tem, że koszty budowy własnej siłowni zwiększyły się w danym wypadku przez konieczność zastosowania w kotłowni urządzenia, zapobiegającego bezwzględnie zadymianiu leżącego w sąsiedztwie wytwórni Parku Skaryszewskiego. Wynik osiągnięty można określić jako bardzo dodatni.

Wychodząc z założenia, że należy wprowadzać wszelkie oszczędności, choćby może nieznaczne w stosunku do całego obrotu, *Zarząd Sp. Akc. E. Wedel* postanowił budowę własnej siłowni. Zarząd wybrał turbogenerator z turbiną parową budowy *Pierwszej Brneńskiej Fabryki* i z generatorem Sp. Akc. *Siemens-Schuckert* w Wiedniu o mocy największej 500 *kW*.

Turbina parowa, zbudowana dla pary dolotowej o ciśnieniu 22,5 *ata* i temperaturze 375°*C* przed zaworem głównym, pracuje z liczbą obrotów $n = 7000$ *obr/min* i napędza zapomocą przekładni zębatej generator prądu zmiennego z liczbą obrotów $n = 1500$ *obr/min*. Za pierwszem kołem Curtisa turbiny (rys. 3) znajduje się niesterowane odbieranie pary w ilości do 500 *kg/h* o ciśnieniu 8 do 9 *ata*. Samoczynnie sterowane odbieranie pary o ciśnieniu 5,5 *ata* w ilości od 2,4 *t/h* do 6 *t/h* przy obciążeniach od 250 *kW* do 500 *kW* znajduje się za częścią wysokoprężną; — dla pracy czysto kondensacyjnej nie dano gwarancji, ponieważ wypadek ten nie jest przewidywany w fabryce.

Część wysokoprężna turbiny składa się z koła Curtisa o średnicy 400 *mm* i dwóch częściowo zasilanych kół akcyjnych o tej samej średnicy, a część niskoprężna — z koła Curtisa o średnicy 450 *mm* i czterech całkowicie zasilanych kół akcyjnych o średnicy 500 *mm*. Tarcze wirnikowe tworzą z wałem jedną całość; — krytyczna liczba wirnika znajduje się przy około 4900 *obr/min*. Z powodu




Rys. 2

zasilania wirników w części wysokoprężnej tylko w dolnej połowie, a koła Curtisa części niskoprężnej tylko w górnej połowie, uzyskano skrócenie staliwnego kadłuba turbiny.

Regulacja wysokoprężna posiada 4, a niskoprężna › zawory regulacyjne; — te ostatnie steruje regulator ciśnienia systemu *Askania*.

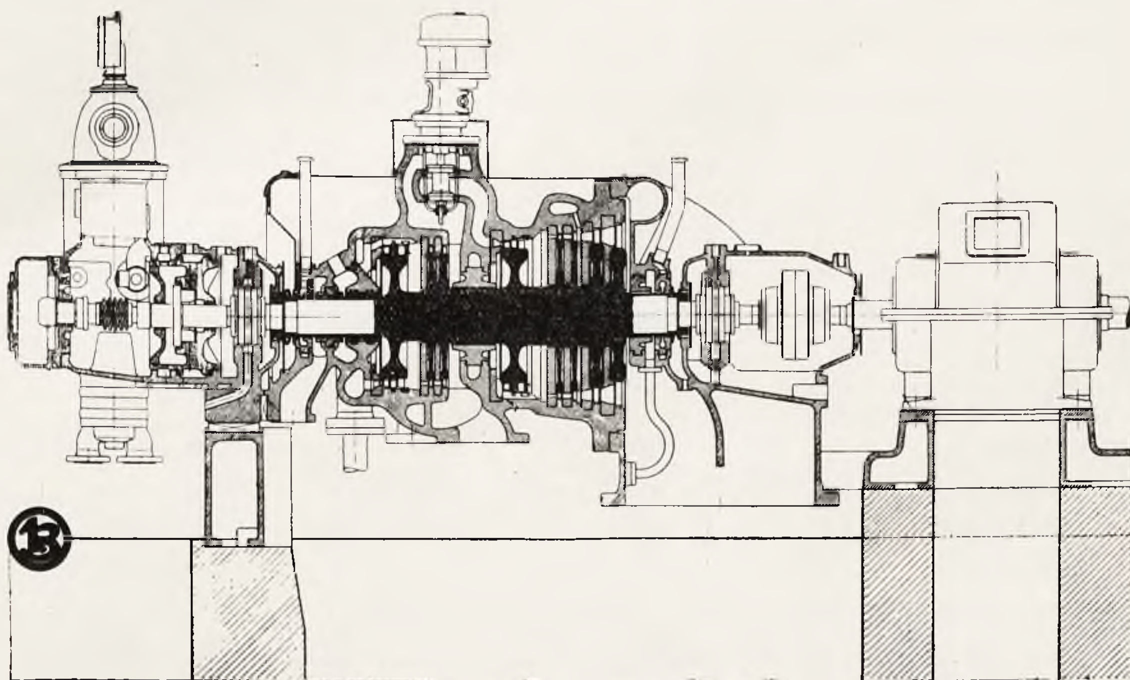
*Badania odbiorcze* wymienionego turbogeneratora, pracującego od marca 1935 po średnio 8 godzin na dobę, przeprowadziłem w dn. 23 listopada 1935 r. Przed pomiarami ustaliłem z przedstawicielami odbiorcy i dostawcy w t. zw. *protokóle wstępnym:*

a) że miarodajne będą pomiary zużycia pary przy obciążeniu 500 *kW* i 375 *kW* przy odbieraniu pary 3, 2 *t/h*, oraz przy obciążeniu 500 *kW* i odbieraniu pary 4,8 *t/h* przy $\cos \varphi = 1$,

b) że zużycie pary przez silnik będzie obliczone na podstawie pomiaru kondensatu i ilości pary upustowej (odbieranej) zmierzonej paromierzem, który posiada dyszę o średnicy 62 *mm* przy średnicy rury 150 *mm*. Drugi paromierz z dyszą o średnicy 45 *mm*, umieszczony w rurze dolotowej o średnicy 100,5 *mm*, służy tylko dla kontroli.

Dostawca gwarantował przy wodzie chłodzącej $15^0C$, dla $\cos \varphi = 1$, przy odbieraniu pary 4,8 *t/h* i obciążeniu 500 *kW* zużycie 6300 *kg/h*, przy odbieraniu 3,2 *t/h*, i obciążeniu 500 *kW* zużycie 5100 *kg/h*, a przy odbieraniu 3,2 *t/h* i obciążeniu 375 *kW* zużycie 4560 *kg/h*. W myśl umowy gwarancje te są ważne z tolerancją 0,5% dla pomiaru kondensatu, a z tolerancją 3% dla pomiaru dyszą, oraz z tolerancją, jaką przewidują normy niemieckie *V. D. I.* dla wahań obciążenia.

Ponieważ temperatura wody chłodzącej w dniu pomiarów wynosiła około $1^0C$, a gwarancje odnosiły się do wody o temperaturze $15^0C$ (wodę brano ze stawu, a pierwotnie przewidywano ustawienie chłodni), przeto przeprowadzono badania przy próżniach, jakie podał dostawca w dołączonych do umowy wykresach dla wody chłodzącej $15^0C$ przy badanych ilościach skroplin. Wymaganą każdorazowo próżnię uzyskano przez wpuszczanie powietrza maleńkim otworem do rury wylotowej turbiny. Wobec tego przeliczenie zmierzonej w czasie godziny ilości skroplin $M_{s.zm}$ na warunki gwarancji następuje podług wzoru:



Rys. 3

$$M_s = M_{s.zm} \cdot \frac{h_{s.zm}}{h_{s.gw}} \cdot \xi,$$

w którym oznaczają:

$M_s$ — przeliczona na warunki gwarancji ilość skroplin w *kg/h*,

$h_{s.zm}$ — całkowity spadek adjab. entalpji w warunkach pomiaru,

$h_{s.gw}$ — całkowity spadek adjab. entalpji w warunkach gwaracji,

$\xi$ — poprawka sprawności turbiny w zależności od temperatury pary dolotowej.

Przeliczenie zmierzonej ilości pary upustowej (odbieranej) $M_{p.zm}$ na warunki gwarancji następuje podług wzoru:

$$M_p = M_{p.zm} \cdot \frac{h'_{s.zm}}{h'_{s.gw}},$$

w którym oznacza:
$M_p$ — przeliczona na warunki gwarancji ilość pary upustowej, w $kg/h$,
$h'_{s.zm}$ i $h'_{s.gw}$ — spadek adjab. entalpji do miejsca upustu (odbierania) w warunkach pomiaru i gwarancji.

Całkowite zużycie pary wynosi:

$$M = M_s + 3200 \text{ lub } 4800 \pm G + g,$$

gdzie oznacza:

$$G = (M_p - 3200 \text{ lub } 4800) \cdot \frac{h'_{s\,gw}}{h_{s.gw}},$$

$g$ = ilość skroplin z dławnic zaworów regulacyjnych.

Pomiar skroplin wykonano zapomocą cechowanych zbiorników, a wszelkie inne przyrządy pomiarowe posiadały świadectwa cechowania z ostatniego roku.

Ogółem przeprowadzono 8 pomiarów, podczas których turbogenerator pracował na opór wodny. Pomiar III odnosił się do stwierdzenia największej mocy, a nie obejmował pomiaru zużycia pary. Dla udzielonych gwarancyj miarodajne są tylko pomiary Nr. I, II, IV i V, pomiary Nr. VI, VII i VIII są informacyjnemi.

Osiągnięte przy pomiarach wyniki podaje poniżej umieszczona tabela.

| Numer pomiaru | | I | II | IV | V | VI | VII | VIII |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| Obciążenie nominalne . . . | kW | 500 | 500 | 500 | 375 | 250 | 500 | bieg luzem |
| Odbieranie nominalne . . . | kg/h | 4800 | 4800 | 3200 | 3200 | 3200 | — | — |
| Początek pomiaru . . . . | godz. | $7^{50}$ | $8^{55}$ | 11 | $12^{15}$ | $13^{40}$ | $15^{10}$ | $16^{03}$ |
| Czas trwania pomiaru . . . | min. | 54 | 54 | 53,5 | 52,8 | 55,5 | 24,75 | 50 |
| **Pomiary elektryczne:** | | | | | | | | |
| Obciążenie na zaciskach generatora $N_{el}$ . . . . . . | kW | 495,63 | 495,53 | 498,07 | 375,72 | 253,87 | 493,1 | wzbudzenie |
| cos φ . . . . . . . . . | | 1 | 1 | 1 | 1 | 1 | 1 | — |
| Liczba odczytów . . . . . | | 22 | 23 | 23 | 22 | 23 | 11 | — |
| Suma odchyleń obciążenia: | | | | | | | | |
| poniżej średniego . . . . | kW | 26,79 | 35,96 | 22,47 | 45,84 | 19,56 | 11,84 | — |
| powyżej „ . . . . | kW | 26,85 | 35,94 | 22,34 | 45,84 | 19,99 | 11,94 | — |
| Średnie odchylenie . . . . | % | 0,58 | 0,69 | 0,39 | 1,11 | 0,68 | 0.43 | — |
| Liczba obrotów turbiny . . . | | 7000 | 7000 | 7000 | 7000 | 7000 | 7000 | — |
| **Stany pary:** | | | | | | | | |
| Przed zaworem głównym: | | | | | | | | |
| ciśnienie dolotowe . . . . | ata | 23,53 | 23,45 | 24,00 | 24,10 | 24,37 | 23,90 | 23,00 |
| temperatura dolotowa . . . | °C | 365,8 | 371,0 | 363,0 | 355,5 | 349,0 | 336,5 | 277,7 |
| Ciśnienie pary odbieranej w kadłubie . . . . . . . . | ata | 5,54 | 5,56 | 5,56 | 5,55 | 5,54 | — | — |
| Stan próżniomierza . . . . | Hg mm | 726,1 | 725,54 | 721,3 | 728,1 | 727,7 | 723,1 | 727,8 |
| Temperatura przy próżniomierzu . . . . . . . . | °C | 23 | 21,5 | 22,1 | 22,2 | 22,4 | 21,3 | 20,3 |
| Stan barometru . . . . . | Hg mm | 752,55 | 752,3 | 751,5 | 751,9 | 751,5 | 751,5 | 750,5 |
| Temperatura przy barometrze . | °C | 15,2 | 15,2 | 15 | 15,3 | 15,3 | 15 | 15,4 |
| Ciśnienie przy końcu rury wylot. kadłuba . . . . . | ata | 0,0354 | 0,0367 | 0,0435 | 0,034 | 0,034 | 0,0395 | 0,0313 |
| Temperatura w górnej części rury wylotowej . . . . . | °C | 23,5 | 25,6 | 28,3 | 23 | 24,8 | 26,5 | 29,9 |
| Spadek adjab. entalpji: | | | | | | | | |
| w części wysokoprężnej . . | cal | 83,5 | 84,5 | 84 | 82,5 | 82,5 | — | — |
| w całej turbinie . . . . . | cal | 261,0 | 262 | 255,5 | 260 | 259 | 250,5 | — |
| **Para upustowa (odbierana):** | | | | | | | | |
| średnica dyszy 62 mm<br>„ rury 150 „<br>α = 0,996 | | | | | | | | |
| Ciśnienie pary upustowej . . | ata | 5,39 | 5,4 | 5,46 | 5,46 | 5,45 | — | — |
| Temperat. „ „ . . . | °C | 243,4 | 248,6 | 236,5 | 234,6 | 230,5 | — | — |
| Ciśnienie $H_1 + H_2 = h$ . . | mm | 400 | 392 | 168,3 | 168,3 | 168,8 | — | — |
| Zmierzona ilość pary . . . | kg/h | 4840 | 4750 | 3280 | 3265 | 3300 | — | — |
| Zmierzona ilość pary mniej 3% tolerancji . . . . . . | kg/h | 4695 | 4608 | 3182 | 3167 | 3201 | — | — |

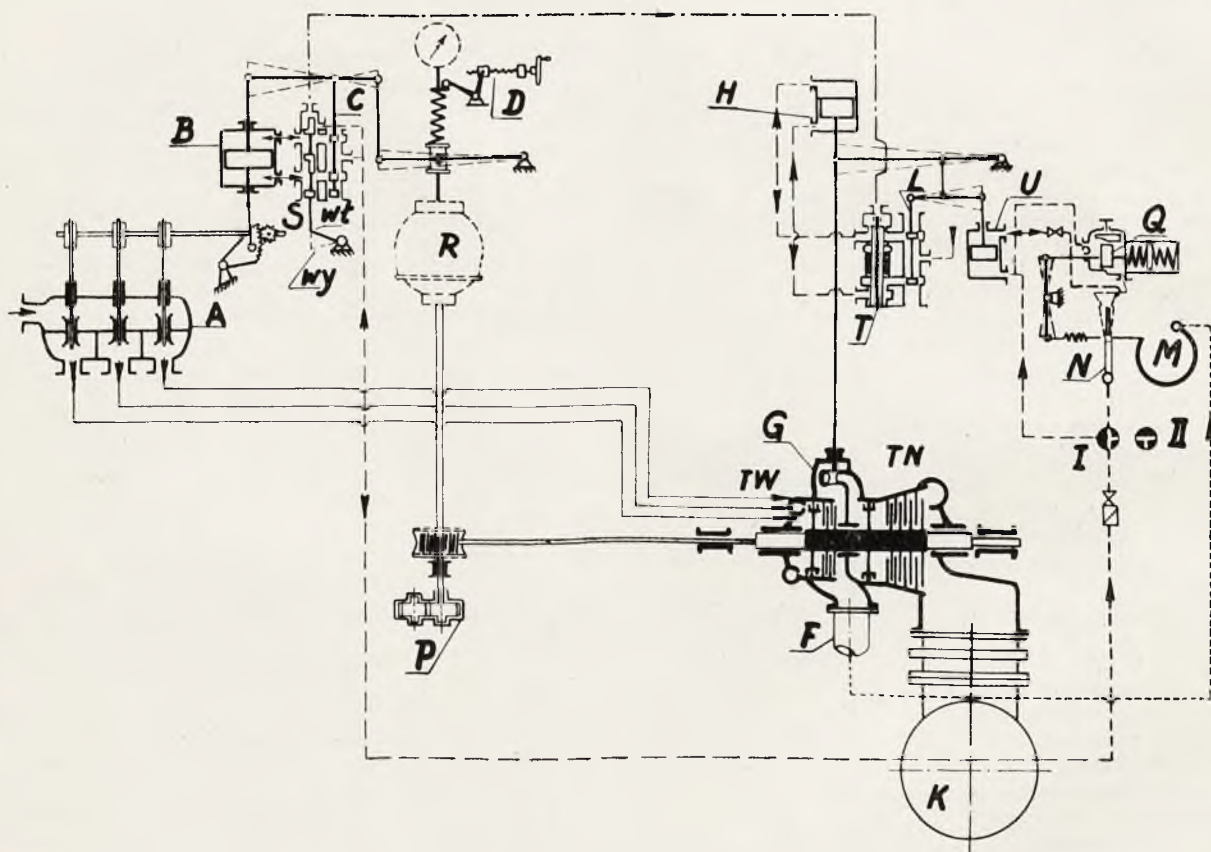
| Numer pomiaru | | I | II | IV | V | VI | VII | VIII |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| **Kondensat:** | | | | | | | | |
| Zmierzona ilość . . . . . | kg/h | 1375 | 1375 | 1847 | 1407 | 890 | 2980 | 497 |
| Zmierzona ilość mniej 0,5% tolerancji . . . . . . | kg/h | 1368 | 1368 | 1838 | 1400 | 886 | — | — |
| Temperatura kondensatu . . | °C | 8 | 8,5 | 10 | 8 | 7 | 14,5 | 6 |
| Zmierzona ilość z dławnic zaworów regulacyjnych . . | kg/h | 18 | 18 | 19 | 16 | 17 | 20 | — |
| Woda chłodząca: | | | | | | | | |
| dopływ . . . . . . . . . | °C | 0,8 | 0,8 | 1 | 1 | 1 | 1,2 | 1,2 |
| odpływ . . . . . . . . . | °C | 6 | 6 | 7,5 | 5,5 | 4 | 10 | 2,5 |
| **Paromierz informacyjny przed turbiną:** | | | | | | | | |
| Średnica dyszy 45 mm | | | | | | | | |
| „ rury 100,5 „ | | | | | | | | |
| Zmierzona ilość pary . . . | kg/h | 6178 | 6182 | 5141 | 4582 | 4162 | 3010 | — |
| Zmierzona ilość pary upustowej i kondensatu . . . | kg/h | 6233 | 6143 | 5146 | 4688 | 4207 | 3000 | 503 |
| **Gwarancje:** | | | | | | | | |
| Przed zaworem głównym: | | | | | | | | |
| ciśnienie dolotowe . . . . | ata | 22,5 | 22,5 | 22,5 | 22,5 | 22,5 | — | — |
| temperatura dolotowa . . . | °C | 375 | 375 | 375 | 375 | 375 | — | — |
| Ciśnienie pary upustowej w kadłubie . . . . . . | ata | 5,5 | 5,5 | 5,5 | 5,5 | 5,5 | — | — |
| Ciśnienie pary wylotowej przy 15°C wody . . . . . . | ata | 0,0354 | 0,0354 | 0,0375 | 0,034 | 0,031 | — | — |
| Spadek adjab. entalpji: | | | | | | | | |
| w części wysokoprężnej . . . | cal | 83 | 83 | 83 | 83 | 83 | — | — |
| w całej turbinie . . . . . | cal | 264 | 264 | 262 | 264,5 | 266,5 | — | — |
| Gwarantowane zużycie pary przy odbieraniu (upuście): | | | | | | | | |
| 4,8 t/h . . . . . . . . . | kg/h | 6280 | 6280 | — | — | — | — | — |
| 3,2 t/h . . . . . . . . . | kg/h | — | — | 5090 | 4564 | — | — | — |
| **Przeliczenia:** | | | | | | | | |
| Przeliczona na warunki gwarancji: | | | | | | | | |
| a) ilość pary upustowej . . . | kg/h | 4870 | 4840 | 3320 | 3245 | 3280 | — | — |
| b) „ „ „ z uzwględ. 3% tolerancji . | kg/h | 4725 | 4700 | 3222 | 3147 | 3180 | — | — |
| Różnica pary upustowej w stosunku do gwarancji: | | | | | | | | |
| a) bez tolerancji . . . . . | kg/h | +70 | +40 | +120 | +45 | +80 | — | — |
| b) z tolerancją 3% . . . . | kg/h | —75 | —100 | +22 | —53 | —20 | — | — |
| Różnica pary upustowej przeliczona na kondensat: | | | | | | | | |
| a) bez tolerancji . . . . . | kg/h | +22 | +13 | +38 | +14 | +25 | — | — |
| b) z tolerancją 3% . . . . | kg/h | —24 | —31 | + 7 | —16 | — 7 | — | — |
| Poprawka ze względu na temp. pary dolotowej . . . . | $\zeta$ | 0,998 | 1 | 0,997 | 0,995 | 0,997 | — | — |
| Przeliczona na warunki gwarancji ilość kondensatu: | | | | | | | | |
| a) bez tolerancji . . . . . | kg/h | 1360 | 1364 | 1798 | 1375 | 858 | — | — |
| b) z tolerancją 0,5% . . . | kg/h | 1353 | 1357 | 1784 | 1368 | 854 | — | — |
| Całkowite zużycie pary przeliczone na warunki gwarancji: | | | | | | | | |
| a) bez tolerancji . . . . . | kg/h | 6200 | 6195 | 5050 | 4605 | 4100 | — | — |
| b) z uwzględnieniem tolerancji w myśl umowy . . . . | kg/h | 6147 | 6144 | 5010 | 4568 | 4063 | — | — |
| **Wyniki pomiarów:** | | | | | | | | |
| Różnica zużycia pary w stosunku do gwarancji: | | | | | | | | |
| a) bez tolerancji . . . . . | kg/h | —80 | —85 | —40 | +41 | — | — | — |
| b) z uwzględnieniem tolerancji w myśl umowy . . . . | kg/h | —133 | —136 | —80 | + 4 | — | — | — |

Z powyższej tabeli wynika, że udzielone w umowie gwarancje zużycia pary zostały w zupełności dotrzymane. Równocześnie można stwierdzić bardzo małe różnice pomiędzy wskazaniami paromierza informacyjnego na rurze pary dolotowej a ilością pary, zmierzoną zapomocą kondensatu i drugiego paromierza na rurze pary upustowej; — jedynie przy pomiarze V, w którym wahania obciążenia były trochę większe, różnica wspomniana przekracza nieznacznie 2%. Możnaby więc wywnioskować, że przy pomiarach ilości pary zapomocą paromierzy z dyszami tolerancja 3% jest zbyt duża, a wystarczyłaby w zupełności tolerancja 2%.

temperatury łożysk; wynik tych badań był dodatni.

Również stwierdziłem dobry stan poszczególnych części otwartej turbiny, w szczególności łopatek, dysz, dławnic, łoża oporowego i rur skraplacza powierzchniowego, oraz stwierdziłem, że dostawca zastosował przyrządy, zabezpieczające turbinę przed korozją w wypadku dłuższego postoju.

*Osuszenie zapomocą prożni całej turbiny*, a więc także jej części wysokoprężnej, po zatrzymaniu jej ułatwia regulacja systemu *Askania*, której schemat przedstawia rys. 4. Przy pracy z odbieraniem pary kurek trójdrogowy znajduje się w położeniu I, a przy pracy




Rys. 4.

z wyłącznem skraplaniem — w położeniu II; — w ostatnim wypadku *zawory regulacyjne części niskoprężnej są całkowicie otwarte.*

Pomiar III wykazał, że turbogenerator wytwarza z łatwością stale 530 *kW* przy odbieraniu 3,2 *t/h*, przyczem w części wysokoprężnej czwarty zawór regulacyjny był nawet całkowicie zamknięty.

Oprócz pomiarów zużycia pary i mocy największej przeprowadzono także badania turbiny podczas uruchomienia, zachowania się jej podczas pracy pod obciążeniem, badania działania regulatora bezpieczeństwa, samoczynnej regulacji szybkości przy raptownych odciążeniach, odchyleń od gwarantowanego ciśnienia pary odbieranej przy zmianie jej ilości i zmianie obciążenia oraz badania

W rys. 4 oznaczają:

*A* — zawory regulacyjne części wysokoprężnej *T. W.*,
*G* — zawory regulacyjne części niskoprężnej *T. N.*,
*R* — regulator szybkości,
*P* — pompa zębata do oleju pod ciśnieniem,
*B* i *C* — tłok i suwak serwomotoru olejowego części wysokoprężnej,
*H* i *L* — tłok i suwak serwomotoru olejowego części niskoprężnej,

*M* — membrana (lub rurka sprężynująca) na którą działa ciśnienie pary odbieranej z rury *F*, a która przesuwa rurkę strumieniową *N*, przez którą płynie olej pod ciśnieniem, w jedną lub drugą stronę.

Jeżeli ciśnienie pary odbieranej w rurze *F* wzrośnie, to rurka *N* zostaje przesunięta w lewo. Skutkiem tego olej płynie na prawą stronę tłoka regulatora „Askania" *Q*, przesuwając go w lewo, przez co wzrasta ciśnienie oleju pod tłokiem *U*. Ten ostatni posuwa się więc w górę, suwak *L* w dół, a tłok serwomotoru olejowego *H* w górę. W wyniku tego działania zawory regulacyjne *G* części niskoprężnej otwierają się więcej. Przy zmniejszeniu ciśnienia rurka strumieniowa *N* zostaje przesunięta na prawo, a działanie regulacji postępuje w kierunku odwrotnym.

W razie wyłączenia regulatora bezpiepieczeństwa zostają zamknięte równocześnie z głównym zaworem odcinajacym wszystkie zawory regulacyjne, tak części wysoko — jak i niskoprężnej. Wówczas bowiem suwaki *S* i *T* poruszają się w dół (położenie *wy*) i wypuszczają olej pod ciśnieniem po stronie dolnej tłoków serwomotorów *B* i *H*.

---

# Z CODZIENNEJ PRAKTYKI.

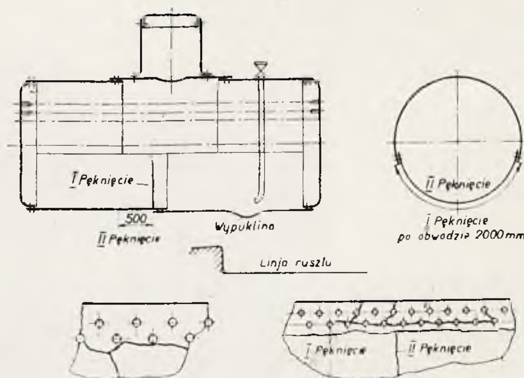
## I. Zużycie blach kotłowych.

Kocioł walczakowy o powierzchni ogrzewalnej 149 $m^2$ i podpalenisku, zbudowany w roku 1896, jakoby z żelaza zlewnego nie hartującego się, od roku 1906 był ustawiony w łaźni i pracował przy ciśnieniu 6 *atn*.

Bliżej historja tego kotła jest znana dopiero od roku 1916, gdyż od tej daty zachowały się notatki inżynierów dozoru kotłowego. Do roku 1926 nie ujawniono żadnych uszkodzeń. W roku 1926, w lutym, przy oględzinach wewnętrznych stwierdzono zerwanie łba nita od strony wody u dołu w złączeniu płaszcza z przednią dennicą. W lipcu tegoż roku stwierdzono spalenie dolnej części kotła, na której powstało wydęcie o wymiarach: wzdłuż osi walczaka 250 *mm*, w poprzek 300 *mm*, o wysokości 60 *mm*. Zarządzono wycięcie w pierwszem dzwonie pasa blachy szerokości 400 *mm* i założenie łaty. Przy oględzinach po naprawie stwierdzono, że właściciel kotła nie zastosował się do zarządzenia. Treść odnośnego zapisu brzmiała. „Wypuklinę wyprostowano, wyprostowanie niedokładne. Blacha spalona. Odwewnątrz ślady oskardów, znacznie rozszerzone, o charakterze naderwań. Odzewnątrz trzy skazy zostały zakitowane w celu ukrycia takowych. Wykonać zarządzenie wydane w dniu 19. VII. 1926 r.".

Przedsiębiorca zmuszony był przystąpić do wymaganej naprawy. W dniu 16/V. 1927 roku dokonano zapisu treści następującej: „Kocioł był rozmurowany i odwrócony do góry dołem. Po zdjęciu (ścięciu) nitów szwa poprzecznego na długości 2 metrów dla wycięcia dolnego uszkodzonego arkusza blachy celem zamiany go nową blachą—pękła blacha drugiego arkusza przy krawędzi pierwszego (uszkodzonego). Pęknięcie tego drugiego dzwona po obwodzie sięgało do 2-ch metrów, t. j. na całą szerokość arkusza. Jednocześnie powstało drugie pęknięcie blachy tego dzwona na długości około 500 *mm* wzdłuż kotła. Oprócz tego oderwany pas blachy dzwona z otworami nitowemi popękał w różnych miejscach, tworząc oddzielne kawałki, które spadły do wnętrza kotła. Wszystko to nastąpiło pg. oświadczenia kotlarza w jednej chwili. Prowizoryczna próba kawałków blachy na zginanie wykazała absolutny brak ciągliwości. Próbki łamały się jak szkło.

Na szkicach (rys. 1) przedstawiono te wszystkie pęknięcia.




Rys. 1

Kotły tego typu i podobnych (np. kotły buljerowe i t. p.), w których paleniska są umieszczone pod kotłami, przyczem w miejscu najsilniejszego oddziaływania temperatury zbiera się najwięcej osadu, uważać należy za konstrukcję bezwzględnie wadliwą i niebezpieczną. Dowodem tego są nagminne wypadki przepalania blachy kotłów w tych miejscach, oraz zaniechanie budowy tego rodzaju kotłów.

Niewątpliwem jest, że należałoby kotły takich typów możliwie w najkrótszym czasie wycofać z pracy, a pracujące traktować z da-

leko idącą ostrożnością, zarządzając dla nich dozór wzmocniony.

A może należałoby pójść jeszcze dalej i, jak zabroniono budowy kotłów z jednostronnemi łubkami, wzbronić budowy kotłów podobnych typów, bo choćby odpowiadały one wszystkim wymaganiom przeliczeniowym są nieraz niebezpieczniejsze od kotłów wykazujących bądź niedociągnięcia wytrzymałościowe, bądź nawet skądinąd poważne uszkodzenia. Niewątpliwą rzeczą jest, że blacha która w narażonych miejscach stale pracuje w temperaturach bardzo wysokich, w krótkim czasie zmienia swą budowę na krystaliczną zupełnie nie odpowiadającą swym właściwościom pierwotnym stwierdzonym w czasie właściwym przez badania wytrzymałościowe.

## 2. Badania blach kotłowych.

W pewnej gorzelni przed rozpoczęciem kampanji założono w buljerze kotła parowego łatę z blachy, nabytej u handlarza w małem miasteczku i nie posiadającej świadectwa ani stempli odbiorczych.

Inżynier Stowarzyszenia Dozoru Kotłów po przyjeździe do gorzelni poddał odcinek blachy, użytej na łatę, próbie zginania, która dała wyniki bardzo dobre. Jakkolwiek już taka orjentacyjna próba świadczyła o dobroci blachy, jednak w myśl obowiązujących przepisów inżynier zarządził wysłanie ostemplowanej przez siebie próbki tej blachy do laboratorjum wytrzymałościowego.



Rys. 1 Pow. x 120. Traw. 2% roztw. alk. kw. azot. Żużel w otoczeniu ferrytu.

Z przysłanego do laboratorjum wycinka blachy (o grubości 8 *mm*) sporządzono 3 próbki, z których dwie poddano próbom na rozciąganie, a jedną próbie zginania.

Wyniki prób na rozciąganie były następujące:

| Próbka № | Wymiary *mm* x *mm* | $Q_r$ *kg/mm²* | $R_r$ *kg/mm²* | $Q_r : R_r$ % | $A_l = 10$ % | Złom |
|---|---|---|---|---|---|---|
| 1 | 7,9 x 30,4 | 24,6 | 40,1 | 61,4 | 27,1 | *BCM* |
| 2 | 7,9 x 30,6 | 24,8 | 38,9 | 63,7 | 30,0 | „ |

Próba zginania na zimno i na złom dała wynik dodatni. Złom matowy o ziarnach błyszczących.

Z przeprowadzonego badania wynika, że blacha użyta na łatę w zupełności odpowiadała warunkom technicznym ($R_r = 36 - 42$ $kg/mm^2$, $Q_r : R_r = 55\%$, $A_{10} = 26\%$).

A więc dodatni wynik próby orjentacyjnej, dokonanej doraźnie na miejscu pracy kotła, znalazł zupełne potwierdzenie w wynikach badania wytrzymałościowego.

---

W innym wypadku, również w gorzelni, leżał na placu kupiony przed wojną, stary kocioł płomieniówkowy o powierzchni ogrzewalnej 80 $m^2$. Ponieważ pracujący w gorzelni kocioł o powierzchni ogrzew. 25 $m^2$ był za mały, właściciel gorzelni zwrócił się do nas z prośbą o zaopinjowanie, czy mógłby być ustawiony i użyty ów stary kocioł płomieniówkowy.

Rewizja wewnętrzna i dokładne oględziny zewnętrzne, dokonane przez inżyniera Stowarzyszenia, nie wykazały żadnych poważniejszych uszkodzeń z wyjątkiem rozwarstwienia blach kotła w kilku miejscach na krawędziach przy szwach nitowych, co wskazywało na to, że blachy te były wykonane

przed wielu laty z żelaza pudlarskiego. Chcąc się przekonać, czy blachy tego starego kotła nie uległy procesom starzenia i czy nie są kruche, inżynier zarządził wycięcie próbki z blachy płaszcza kotła pod kołpakiem parowym przy otworze włazowym do tego kołpaka. Mimo że na tym wyciętym kawałku blachy nie znać było rozwarstwień, próba zginania dała wyniki zupełnie niezadawalniające. Jakkolwiek inżynier nasz nie miał żadnych złudzeń co do jakości blachy i uznał kocioł za niezdatny do użytku, poradził jednak właścicielowi gorzelni — dla ostatecznego przekonania się o słuszności swojej decyzji — przesłać próbkę blachy do szczegółowego zbadania laboratoryjnego.

Na przysłanym do laboratorjum wytrzymałościowego wycinku blachy wykonano następujące badania:

1) analizę chemiczną,

2) badanie wytrzymałościowe na rozciąganie i

3) badanie metalograficzne mikroskopowe.

Wynik analizy chemicznej opiłków, pobranych z całego przekroju poprzecznego blachy, był następujący: $C = 0{,}03\%$, $P = 0{,}398\%$, $S = 0{,}032\%$.

Badanie wytrzymałościowe na rozciąganie dało: $R_r = 27{,}5\ kg/mm^2$, $A_{10} = 3{,}4\%$:

Badanie mikroskopowe: a) na szlifie nietrawionym wykazało bardzo liczne i bardzo wielkie zanieczyszczenia niemetaliczne, widoczne nawet gołem okiem, b) na szlifie trawionym 2% roztw. alk. kw. azotowego wykazało strukturę, właściwą żelazu pudlarskiemu, a mianowicie: pasma żużla, otoczone ziarnami ferrytu (rys. 1).

Zbadany więc odcinek blachy kotłowej przedstawiał materjał, leżący pod względem składu chemicznego, wytrzymałości i wydłużenia, a także struktury, znacznie poniżej przeciętnej wymaganej jakości.

I w tym przeto wypadku opinja inżyniera dozoru kotłów, oparta na dokładnem obejrzeniu blach i próbie na zginanie znalazła zupełne potwierdzenie w wynikach badań laboratoryjnych.

---

Ten ostatni wypadek służy zarazem jaskrawym dowodem, z jaką ostrożnością należy się odnosić do starych kotłów, stan których często pozornie jest zupełnie zadawalniający, podczas gdy same blachy są zupełnie kruche i nie dają żadnej gwarancji bezpieczeństwa.

W doraźnej ocenie jakości blach oddaje wielkie usługi próba na zginanie odpowiednio wyciętej próbki blachy.

Inż. *Tadeusz Jakowicki.*

### 3. Wybuch kociołka wulkanizacyjnego.

W piątek 20 grudnia r. ub. w wulkanizatorni pewnych warsztatów remontowych w Łodzi nastąpił wybuch kociołka wulkanizacyjnego, używanego dla wulkanizacji opon i dętek samochodowych, który szczęśliwym zbiegiem okoliczności nie pociągnął za sobą ofiar ludzkich.

Kociołek powyższy żeliwny, zbudowany w lutym 1935 r. przez jedną z większych fabryk maszyn w Łodzi składał się z prostokątnej skrzynki o wymiarach: szerokość 500 *mm*, długość 750 *mm* i wysokość 180 *mm*. Górna powierzchnia grzejna skrzynki służyła do procesów wulkanizacyjnych a para z kociołka była użytkowana na zewnątrz kociołka dla nagrzewania obok ustawionych 3 grzejników wulkanizacyjnych.

Powierzchnię ogrzewalną $0{,}75 \times 0{,}50 = 0{,}375\ m^2$ stanowiła dolna płaszczyzna (denko) kociołka, która nie była ściśle równa, lecz posiadała dwa podłużne nieckowate uwypuklenia na zewnątrz; kociołek ogrzewany był zapomocą 8 gazowych bunzenowskich palników.

Ciśnienie kociołka wynosiło 4 *atn.*

Kociołek o grubości ścianek 12—16 *mm* był jakoby przez firmę budującą wypróbowany ciśnieniem wodnem na 8 *atn.*

Kociołek uzbrojony był w manometr średnicy tarczy 50 *mm* z kreską czerwoną jakoby na 4 *atn* i w zawór bezpieczeństwa sprężynowy średnicy 12 *mm*.

Dla sprawdzania stanu wody kociołek posiadał 2 kurki: jeden na środku wysokości kociołka z napisem „najwyższy poziom wody" i drugi na $^1/_4$ wysokości od dołu z napisem „najniższy poziom wody". Oprócz tego założony był kurek parowy na $^3/_4$ wysokości kociołka od dołu z napisem „dla spuszczania ciśnienia".



Rys. 1.
Kociołek od strony dna na dachu warsztatu.

Zasilanie kotła odbywało się zapomocą nalewania wody przez lejek, oczywiście przed uruchomieniem kociołka.

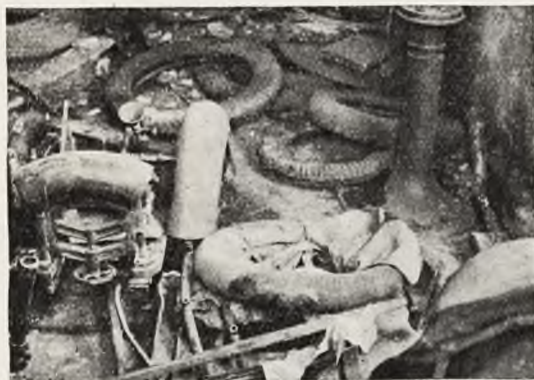
Kociołek był ustawiony w parterowej murowanej pracowni o wymiarach: szerokość 3170 *mm*, długość 6700 *mm* i wysokość 3750 *mm* o lekkim dachu, mniej więcej po środku pracowni.

W momencie wypadku usłyszano silny huk w wulkanizatorni; ludzie którzy nadbiegli na ten huk zobaczyli zdemolowany budynek wulkanizatorni z wybitemi i częściowo połamanemi oknami i drzwiami.



Rys. 2.
Kociołek od strony pokrywy na dachu warsztatu.

Kociołek bez wywalonego na krawędziach dolnego denka (rys. 1 i 2) przebił lekką podszalówkę, łamiąc jedną z belek sufitowych i dach i opadł na dach prawie prostopadle nad miejscem swego ustawienia.



Rys. 3
Wnętrze warsztatu po wypadku.

Wewnętrzne urządzenia pracowni (rys. 3) leżały połamane i porozrzucane po pracowni; murowane ściany pracowni też uległy uszkodzeniom, a części dwóch ścian uległy pewnemu przesunięciu około 100 *mm*.

Pracujący w wulkanizatorni wulkanizator, który w chwili wypadku szykował na warsztacie koło okna w odległości około 2 *m*. od kociołka materjał dla wulkanizowania leżał zemdlony.

Po doprowadzeniu go do przytomności stwierdzone zostało przez lekarza, że oprócz wstrząsu nerwowego nie uległ on żadnym uszkodzeniom i twierdził, że na chwilę przed wypadkiem ciśnienie na manometrze wskazywało $3^1/_2$ *atn* i że w chwili wypadku paliły się tylko 3 palniki.

Oczywiście trudno polegać na tem twierdzeniu, nie można też być pewnym, że manometr, który przy wypadku uległ zupełnemu zdruzgotaniu, wskazywał prawidłowo; o ile jednak ciśnienie przekraczało 4 *atn*, to winien był działać zawór bezpieczeństwa, który jakoby był nastawiony przez dostawcę na 4 *atn*.

Zawór ten nie posiadał żadnego zabezpieczenia od dowolnego dociskania sprężyny górną śrubą; zawór bezpieczeństwa znaleziono po wypadku urwany od kociołka, lecz w całości, ze zlekka zgiętą górną śrubą nastawną— zbadany na prasie hydraulicznej zawór ten w tym stanie w jakim go znaleziono, zaczynał działać już przy ciśnieniu $^1/_2$ *atn*. — oczywiście nie jest to zupełnie miarodajne dla określenia, przy jakiem ciśnieniu zawór zaczynał działać przed wypadkiem.

Materjał z którego był wykonany kociołek — żeliwo w złomie na krawędziach wyłamanego denka wykazuje równomierną drobno-ziarnistą strukturę i jako materjał wygląda dobrze i jednolicie.

Wywalone denko zasadniczo jest rozbite na dwie połowy po środku między nieckowatemi wypukłościami, każda z tych części posiada dalsze nadłamania i pęknięcia.

Przyczyny wypadku mogą być tylko dwie: albo nadmierne ciśnienie, którego dziś określić nie można, co jednak wydaje nam się mało prawdopodobnem, albo prędzej jakieś powstałe w chwili wypadku, wskutek termicznych naprężeń, uszkodzenie w materjale naprzykład główne pęknięcie denka o którem mówiliśmy wyżej.

Pęknięcie, które przy tak kruchym i pozbawionym ciągliwości materjale jak żeliwo, mogło powstać nagle, wywołało połączenie nagrzanej w kociołku wody z atmosferą, przemieniając ją w parę, która już nie mogąc pomieścić się w kociołku wywaliła całe denko, konstrukcyjnie najsłabsze na krawędziach.

Pod rozsadzającem działaniem tej, w miarę spadku ciśnienia rozprężającej się pary, kociołek jak pocisk wyleciał w górę i opadł na dach.

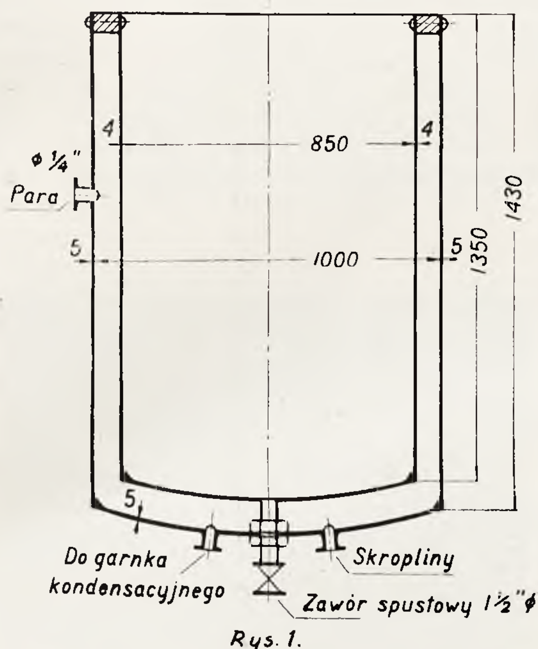
Użycie dla takiego kociołka, pracującego nawet przy 4 *atn* ciśnienia, żeliwa było bardzo niefortunnem i nieprzemyślanem.

Kociołek ten w myśl przepisów podlegał dozorowi, do którego zgłoszony jednak nie był.

W razie zgłoszenia pod dozór, kociołek ten ze względu na materjał, z którego był zbudowany nie mógł by być wogóle dopuszczony do pracy. *T. S.*

### 4. Wypadek z naczyniem pod ciśnieniem.

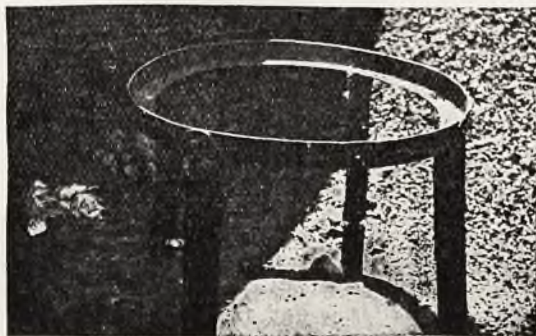
W czerwcu ubiegłego roku w jednej z większych fabryk włókienniczych w Częstochowie zdarzył się wypadek z naczyniem pod ciśnieniem, służącem za warnik do gotowania




Rys. 1.

kleju (lepnika) dla celów fabrykacyjnych. Naczynie to zbudowane w małym warsztacie kotlarskim zostało poraz pierwszy uruchomione w przeddzień wypadku — i pracowało zaledwie 11 godzin.

Konstrukcję tego warnika podaje rys. 1. Składał się on z dwuch płaszczów: wewnętrznego o średnicy 850 *mm*, wysokości *ca* 1250 *mm*, z blachy o grubości 4 *mm*, oraz płaszcza zewnętrznego o średnicy 1000 *mm*, wysokości *ca* 1430 *mm*, z blachy 5 *mm*. Oba



Rys. 2.

płaszcze złączone były ze sobą trwale zapomocą pierścienia przynitowanego. Szwy podłużne na płaszczach, jak również na obrzeżach obu denek, były wykonane przy pomocy spawania acetylenowego.

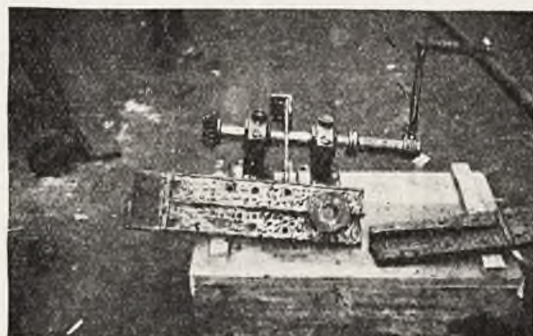
Przestrzeń parowa zawarta pomiędzy obu płaszczami wypełniana była parą, dopływającą przez zawór redukujący z kotłów parowych pracujących na 12 *atn* z przegrzaniem. Na rurze dolotowej o średnicy $\frac{1}{2}$ " umieszczony był zawór redukcyjny i manometr. Zaworu bezpieczeństwa nie było. U dołu płaszcza, na denku umocowane są dwa króćce: jeden do



Rys. 3.

spustu skroplin podczas postoju warnika, drugi połączony z garnczkiem kondensacyjnym służył do odprowadzania skroplin w czasie pracy naczynia.

Część wewnętrzna naczynia służyła za właściwy kocioł do gotowania lepnika — i w chwili wypadku zawierała około 300 *kg* rozgrzanej masy. Upuszczanie lepnika przewidywano przy pomocy zwykłego kurka osadzonego na rurze spustowej o średnicy $1\frac{1}{2}$ " Rura ta przechodziła przez denko płaszcza



Rys. 1.

zewnętrznego i uszczelniona była zapomocą dwuch nakrętek, jak to podaje rys. 1. Całość naczynia spoczywała na podstawce (rys. 2) i umieszczona była w oddzielnem pomieszczeniu. Do obsługi warnika przeznaczonych było dwuch robotników: jeden obracał przy pomocy korby mieszadło (rys. 3), drugi regulował dopływ pary i miał upuszczać lepnik do wiadra.

Według informacyj na miejscu wypadku zawór redukcyjny miał dławić parę do wysokości 1,5 *atn*. Charakter jednak uszkodzenia wskazywał na istnienie wiele wyższego ciśnienia pary. Ciśnienie to zgniotło płaszcz wewnętrzny warnika, a odkształcając go skrzywiło denko tego płaszcza, wskutek czego rurka została urwana tuż przy nakrętce wewnętrznej (rys. 4 i 5) — i para przedostawszy



Rys. 4 i 5

się do lepnika, wyrzuciła część masy na zewnątrz, parząc dotkliwie obu robotników. Wskutek skrzywienia denka mieszadło uderzyło o swoje łożysko, co pociągnęło za sobą pęknięcie podstawy tego łożyska (rys. 3).

W celu ustalenia jakości blachy uszkodzonego płaszcza, wycięto z niego próbkę i poddano badaniu wytrzymałościowemu. Badanie wykazało wytrzymałość blachy na rozciąganie 39,4 $kg/wm^2$ przy przydłużeniu 23,3$^0/_0$ co wskazuje że blacha użyta do budowy części wewnętrznej warnika była zupełnie odpowiednia. Obliczenie jednak wytrzymałościowe wykazało, że najwyższe dopuszczalne ciśnienie, przy którem mógł pracować warnik, wynosiło około 0,8 *atn*, co było w rażącej sprzeczności z wysokością ciśnienia 1,5 *atn*, ustalonego dla warnika .Jeżeli ponadto wziąć pod uwagę możliwość, że robotnik obsługujący dopływ pary nie był przez nikogo kontrolowany, że na rurze dolotowej nie było zaworu



Rys. 3.

bezpieczeństwa, zapobiegającego nadmiernemu ciśnieniu wewnątrz płaszcza parowego w warniku, — łatwo jest przyjść do przekonania, że w tych warunkach warnik był odrazu wystawiony na zniszczenie, a obsługa jego — na ciężki wypadek.

*H. Krakowiak, inż.*

---

Na podstawie uchwały Rady Związku Stowarzyszeń Dozoru Kotłów w Polsce, zapadłej w dniu 19 listopada 1935 roku TECHNIKA CIEPLNA, poczynając od dnia 1 stycznia 1936 roku wychodzić będzie jako organ tego Związku, obejmującego Stowarzyszenia Dozoru Kotłów w Katowicach, Poznaniu i w Warszawie.

---